

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.08.007

运行参数对内燃机主轴承动 载荷影响规律仿真分析*

杜祥宁¹, 张艳艳², 黄 瑞², 俞小莉², 刘震涛^{2*}

(1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061;

2. 浙江大学 动力机械及车辆工程研究所, 浙江 杭州 310027)

摘要:针对内燃机服役过程中主轴承动载荷变化特性和运行参数对其影响机制不明,进而无法根据服役内燃机服役过程制定可变控制策略的问题,以某型号汽油机为研究对象,建立了曲轴系多体动力学与主轴承润滑耦合仿真模型。服役期间,在间隙增大和运行转速、轴力输入改变的条件下,利用稳态理论进行了计算,并进行了对比分析和规律总结,验证了仿真结果的可信度。研究表明:随着转速的增加,轴承总力先增加后减小,局部最大总压先减小后增大;随着轴力放大系数增加,轴承总力增加,局部最大总压先减小后增加;间隙增加会导致轴承总力和局部最大总压均增加,可通过适当匹配输入轴载荷和转速的方式缓和轴承负载。

关键词:服役内燃机;滑动轴承;动载荷;最佳间隙;动力学仿真建模

中图分类号:TH133.3;TH117.2;TK43

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)08-0809-05

Simulation analysis of influence law of operating parameters on dynamic load of main bearing of IC engine

DU Xiang-ning¹, ZHANG Yan-yan², HUANG Rui², YU Xiao-li², LIU Zhen-tao²

(1. Weichai Power Company Limited, Weifang 261061, China; 2. Power Machinery & Vehicular Engineering Institute, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: In order to reveal the influence law of the operating parameters on the dynamic load of the main bearing of the internal combustion (IC) engine in service, create the basis for the full life cycle load control strategy of it, a coupled model of multi-body dynamics and the oil film lubrication model of the main bearing of a certain type of gasoline engine was established. Under the conditions of increasing clearances and difference operating parameters during service, the simulation calculation was carried out by the steady-state theoretical, and the influence laws were analyzed and summarized correspondingly. The results indicate that the total force of the bearing rises at first and goes down latter with the increase of the engine speed, while the maximum total pressure goes on the contrary. The increasing axial force magnification factor drives the total force up, while the maximum total pressure drop first then goes up. The increase of clearance cause both two indexes to rise. The load condition can be eased by improved load control strategy through matching the input load and engine speed appropriately during service.

Key words: internal combustion (IC) engine in service; sliding bearing; dynamic load; optimum clearance; dynamics simulation modeling

收稿日期:2019-01-18

基金项目:内燃机可靠性国家重点实验室开放课题资助项目(skler-201712)

作者简介:杜祥宁(1986-),女,山东潍坊人,硕士研究生,主要从事内燃机结构仿真分析方面的研究。E-mail:duxn@weichai.com

通信联系人:刘震涛,男,教授,博士生导师。E-mail:liuzt@zju.edu.cn

0 引 言

在内燃机中,曲轴-主轴承是将气缸中气体爆发压力转化成转矩的关键滑动副,承受复杂的变载荷作用,其动力学行为、摩擦学特性及疲劳强度对内燃机的工作可靠性、耐久性、输出特性、振动和噪声影响很大,其工作状态和使用寿命直接影响整机的功能实现^[1]。

影响轴-轴承寿命的因素有载荷、间隙、工作温度、润滑、安装情况、腐蚀、材料缺陷等^[2-4]。轴承设计的最佳间隙要求油膜最大限度地平衡载荷变化等外部激励的扰动。内燃机实际工作过程中,工况多变,轴承工作环境恶劣,轴-轴承随着服役的进行会因磨损而产生较大间隙,在高速大载荷机械中运动副之间会发生碰撞,产生能量损失,影响效率。而且疲劳累计损伤理论中指出,载荷的幅值最大值和平均值对材料的损伤影响显著,故随着使用过程间隙的增加,碰撞产生的突发冲击载荷会加速材料的劣化,减少构件的剩余寿命。内燃机向高功率密度方向发展的趋势,进一步加剧了内燃机摩擦和磨损间隙的产生,因此对内燃机零部件的抗疲劳设计提出了更高要求,对在役轴-轴承系统载荷及剩余寿命的影响机制进行研究越来越重要。但目前对于主轴承润滑和动载荷的研究多在设计阶段^[5],相关影响因素也多为结构参数或表面涂层和织构^[6-8]。考虑启动工况,结合服役过程和运行参数的相关研究很少。

针对某型汽油机的曲轴系,本研究将进行动力学仿真分析,并对其服役过程中,不同轴承间隙和运行状况时的曲轴动载荷变化规律进行探索。

1 问题描述与仿真建模

1.1 问题描述与假设

在内燃机的服役过程中,工况多变,且磨损量的增加会导致轴承间隙增大。为了便于计算,在不影响仿真准确性的前提下,进行以下假设:

- (1) 运动副间隙为规则间隙;
- (2) 对某一磨损间隙运动副沿周向等值磨损;
- (3) 因磨损量相对于动力学过程为慢变参量,在计算动载荷时不考虑磨损动态过程;
- (4) 轴瓦、轴承座整体采用同一属性;
- (5) 轴承润滑中假设粗糙峰呈高斯分布,单个峰值达到屈服极限受力后不再增加;
- (6) 供油压力恒定。

1.2 曲轴系动力学仿真建模

曲轴主轴颈-主轴承运动副间状态模式包括:动力润滑、混合润滑、粗糙接触。根据轴-轴承表面节点间距离与两表面综合粗糙度的比值(h/σ),分别对轴-轴承不同的状态进行判别,采用相应的模型计算,并对分界点的某一邻域内进行平滑修正,以保证轴承在不同状态转换点受力的连续性。

轴-轴承的状态模式与采用的模型如表 1 所示。

表 1 轴-轴承的状态模式与采用的模型

状态模式	判别准则	采用模型
干接触	$h/\sigma \leq 1$	粗糙接触模型
混合润滑	$1 < h/\sigma < 10$	粗糙润滑模型
动力润滑	$h/\sigma > 10$	雷诺方程

轴承油膜润滑采用平均雷诺方程^[9],其计算式为:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\varphi_x \bar{h}^3 \bar{F}_2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial z} (\varphi_y \bar{h}^3 \bar{F}_2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z}) = \Omega \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\left(1 - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \right) \bar{h}_T \right] + \frac{\Omega}{\Lambda} \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \frac{\partial \varphi_s}{\partial \theta} + \Omega \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \bar{F}_0 = \int_0^1 \frac{d\bar{\alpha}}{\mu} \\ \bar{F}_1 = \int_0^1 \frac{\bar{\alpha}}{\mu} d\bar{\alpha} \\ \bar{F}_2 = \int_0^1 \frac{\bar{\alpha}}{\mu} \left(\bar{\alpha} - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \right) d\bar{\alpha} \end{cases} \quad (2)$$

式中: θ —轴颈周向坐标; z —轴向坐标; $\bar{\alpha}$ —垂直油膜厚度方向坐标; Ω —速度参数; Λ —表面粗糙参数; φ_x , φ_y —沿轴颈周向和轴向的压力流量系数; φ_s —剪切流量系数; \bar{p} —平均流体压力; $\bar{\mu}$ —润滑油动力粘度系数; \bar{h} —名义间隙高度; \bar{h}_T —平均油膜厚度; t —时间。

由于轴-轴承表面微观粗糙不平,当轴-轴承表面法向名义距离小于一定值时,两表面粗糙峰之间接触。粗糙接触力采用 Greenwood/Tripp^[10],即:

$$P_a = \frac{16\sqrt{2}\pi}{15} (\eta_s \bar{\beta} \sigma_s)^2 \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}} E^* F_{\frac{3}{2}}(H_s) \quad (3)$$

$$F_{\frac{3}{2}} = \begin{cases} 4.408 61^{-5} \left(4 - \frac{h}{\sigma} \right)^{6.804}, & \frac{h}{\sigma} < 4 \\ 0, & \frac{h}{\sigma} \geq 4 \end{cases} \quad (4)$$

式中: E^* —综合弹性模量。

E^* 的计算方法为:

$$E^* = \frac{1}{\left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} \quad (5)$$

式中: E_k , ν_k —运动副两表面材料的弹性模量和泊松

比; η_s —名义面积内粗糙峰的个数。

经几何简化后的曲轴、轴承有限元模型如图 1 所示。

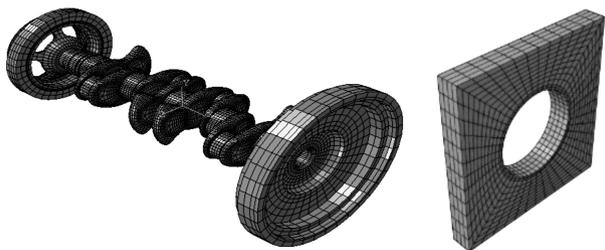


图 1 曲轴、轴承有限元模型

本研究采用 AVL_Excite 软件对曲轴系进行建模^[11]。主轴承设置轴瓦分割线、油孔、油槽、轴-轴承表面粗糙形貌参数和润滑油特性等,以使模型尽量贴近真实的油膜形成过程。

曲轴多体动力学模型如图 2 所示。

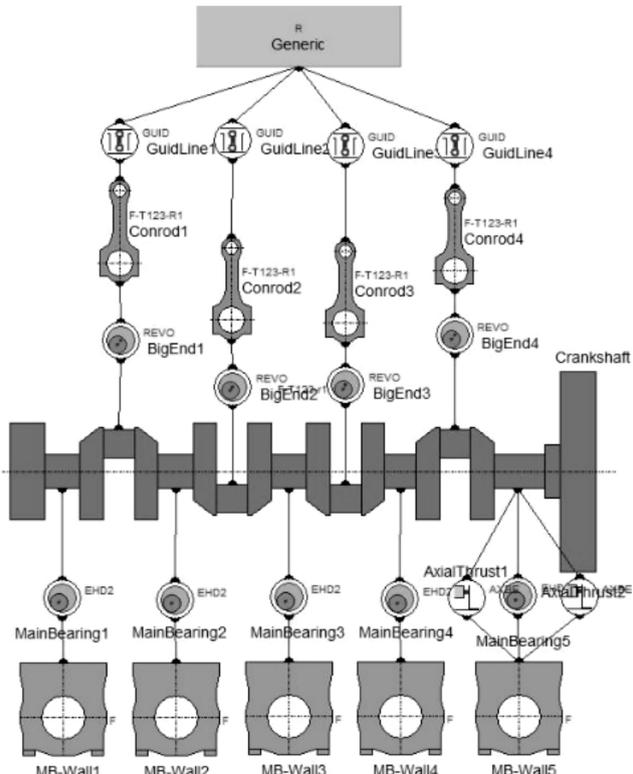


图 2 曲轴多体动力学模型

2 结果分析

本研究以实测缸压曲线作为动力学模型的爆压输入,以实测机油压力作为润滑计算边界,采用曲轴多体动力学和轴承润滑耦合模型,对额定工况(3 000 r/min)进行仿真,设置求解精度为 0.001。为使结果稳定,计算 3 个循环(曲轴转角每 720°为一个循环),取最后一个循环(1 440 °CA ~2 160 °CA)的数据。

仿真所得轴承力与稳态理论计算结果对比图如图 3 所示。

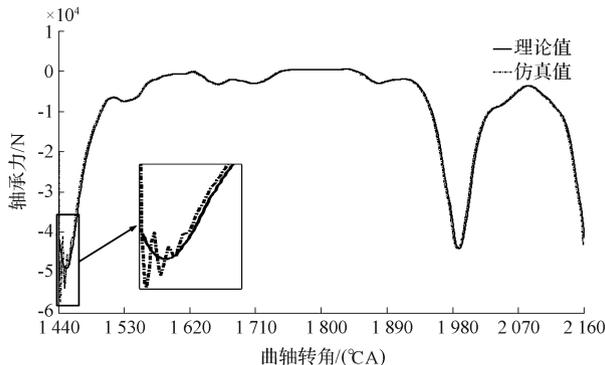


图 3 仿真值与理论值对比

从图 3 可以看出,两条曲线基本重合,具有很高的—致性。

3 影响规律分析

假设轴承周向均匀等值磨损,笔者对不同转速、载荷和间隙下曲轴动载荷进行研究。由于主轴颈-主轴承通过油膜/粗糙峰接触相互作用,该部分通过轴承所受宏观力和局部最大总压来分析主轴承动载荷,并结合最小名义间隙曲线所反映的曲轴-轴承相互作用模式,对主轴承载荷的产生机理进行分析。

3.1 转速改变

本研究分别对曲轴转速为 1 500 r/min、2 000 r/min、3 000 r/min 和 4 000 r/min 的情况进行仿真,其主轴承受力曲线如图 4 所示。

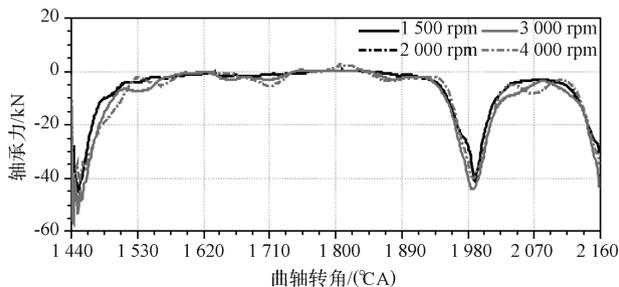


图 4 不同转速下主轴承受力曲线

图 4 显示:随着转速的增加,轴承所受总力的最大值先增大后减小,这与动压油膜形成的机理相一致,即当转速从低速开始增加时,有利于动载油膜的形成;当转速继续增加,轴承高速运转产生的热量增加,导致润滑油粘度降低,轴承承载能力减小,轴承受力的最大值和峰值震荡幅值增加。

轴承表面局部总压包含油膜压力和粗糙峰接触压力两部分。

不同转速下,最大油膜压力曲线如图 5 所示。

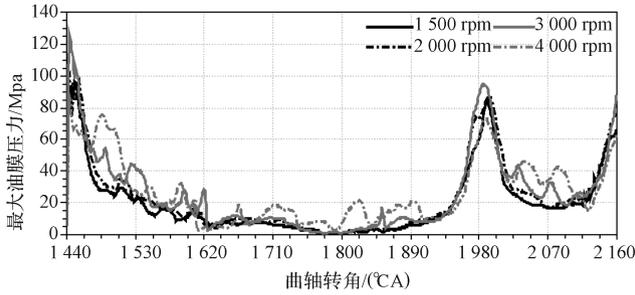


图 5 不同转速下最大油膜压力曲线

不同转速下,最大总压及对应最小名义间隙高度变化曲线如图 6 所示。

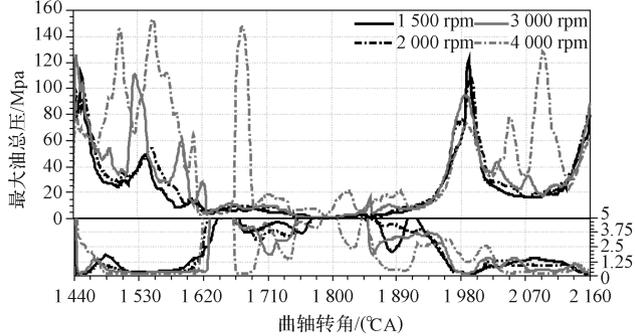


图 6 不同转速下最大总压及对应最小名义间隙高度变化曲线

从图(5,6)可以看出:不同转速下,最大油膜压力的峰值随转速增加先增加后减小,其最大值对应转速为 3 000 r/min;而最大总压的峰值随转速的增加先减小后增大,其最大值对应转速为 4 000 r/min,且此转速下最大总压曲线出现多个峰值,这些峰值发生的位置对应的最小名义间隙高度接近甚至小于综合粗糙度(0.156 μm),说明这些峰值由粗糙峰的接触导致;对比最大油膜压力和最大总压随转速的变化规律可知,粗糙接触压力在较低和较高转速时,对最大总压的影响较大。

3.2 输入轴载荷改变

本研究对动力学模型的力输入分别乘以放大系数:0.8、1、1.3、1.6,研究不同大小输入力作用下的曲轴-轴承动载荷变化规律。

不同轴力放大系数下轴承受力曲线图 7 所示。

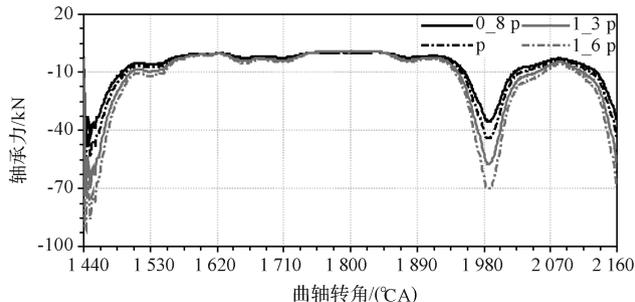


图 7 不同轴力放大系数下轴承受力曲线

从图 7 可以看出:随放大系数增加,轴承所受宏总力的最大值越来越大,且气缸内爆压作用下的震荡幅值也

越来越大,因此,减小爆压可以明显地减小轴承总载荷。

由 3.1 中分析可知,轴承总力和局部最大总压的变化趋势不尽一致,故还需分析最大总压的特性。不同轴力放大系数下,轴承最大总压及对应最小名义间隙高度曲线如图 8 所示。

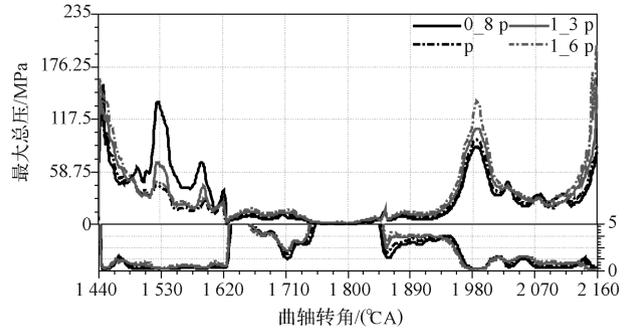


图 8 不同轴力放大系数下轴承最大总压及对应最小名义间隙高度曲线

由图 8 可知:随着轴力放大系数的增大,最大总压的峰值先减小后增加,在 1.6 倍轴力输入时达到最大总压峰值;结合最小名义间隙高度曲线规律,最小名义间隙高度的最小值随轴力放大系数先增加后减小,对比可知主轴承表面最大总压峰值对应的曲轴转角时刻,也与两表面间最小名义间隙的局部最小值时刻对应,且放大系数为 1.3 和 1.6 时最小名义间隙高度的最小值小于综合粗糙度(0.156 μm),说明较小的、较大的放大系数时,粗糙峰的接触导致最大总压增加。

综合轴承所受总力和局部最大总压随轴力放大系数的变化规律可知:减小输入的力,可有效降低轴承动载荷,但减小幅度需考虑局部最大总压的变化规律。

3.3 间隙改变

为模拟服役过程中,随着轴承间隙的增加主轴承所受动载荷情况,本研究假设轴承沿周向均匀等值磨损,分别对轴承间隙为 15 μm、25 μm、35 μm、50 μm 和 80 μm 时的情况进行仿真。

不同间隙下轴承受力曲线如图 9 所示。

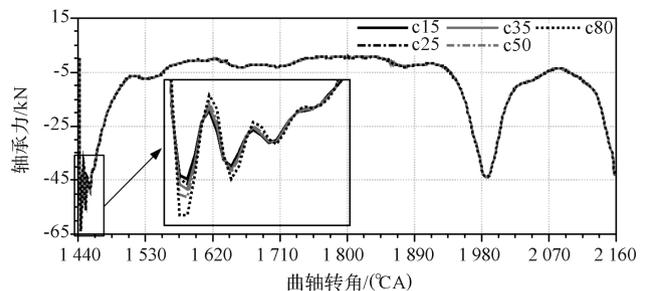


图 9 不同间隙下轴承受力曲线

图 9 中,随着间隙的增加,在 1 465°CA 之后的轴承总力曲线几乎重合,可见间隙的增加对轴承受力的平均值影响很小,而其影响主要表现在爆压发生后(1 440 °CA ~ 1 465 °CA),即随着间隙的增加,轴承受

力的最大值和爆压作用后轴承副相互作用力波动的幅值越来越大,间隙对轴承总力的影响程度也随之增加。

为了了解轴承局部最大总压的分布,笔者绘制不同间隙下最大总压曲线,如图10所示。

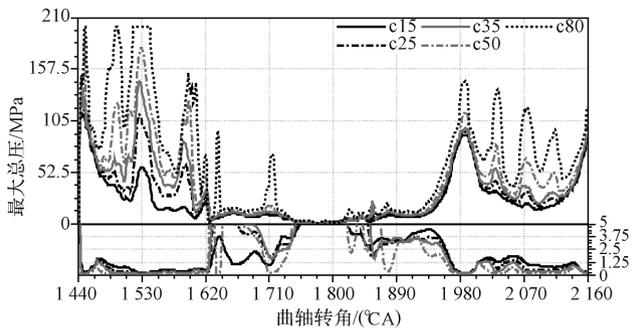


图10 不同间隙下最大总压曲线

图10中,随着间隙的增大,最大总压出现压力峰的幅值和频率增加;当间隙为 $80\ \mu\text{m}$ 时,最大总压曲线出现3处水平峰值,这些位置粗糙峰接触压力达到设置的屈服极限,力值不再增加;若此时因高速旋转、摩擦产生高温,这些位置很有可能发生粘着磨损,并导致材料划伤、剥落。随着间隙的增加,最小名义间隙高度的最小值越来越小,但名义间隙的最大值越来越大,可见随着轴承间隙增加,主轴颈在轴承中运动幅值越来越大,主轴颈活动范围增加。从最小名义间隙曲线的局部峰值和局部峰个数来看,主轴颈在轴承内运动越来越剧烈。间隙为 $80\ \mu\text{m}$ 时最小名义间隙高度的最小值($0.106\ \mu\text{m}$)小于两表面间综合粗糙度($0.156\ \mu\text{m}$),此时轴承副两表面间粗糙峰发生接触,其位置与最大总压曲线水平峰值位置一致。

综合轴承所受总力与最大总压随轴承间隙的变化规律可知:轴承间隙增加后,轴承总力在爆压作用后的峰值和波动幅值增加,且间隙越大其影响程度越剧烈,局部粗糙接触压力甚至有可能达到粗糙峰的屈服极限。

4 结束语

本研究建立了曲轴系多体动力学和轴承动力润滑、粗糙接触耦合模型,对某型号汽油机主轴承载荷进行仿真,并将仿真结果与稳态受力分析理论值进行了对比,表明仿真结果具有足够的可信度;其次分析了运行转速、输入载荷和服役中间隙变化对动载荷影响规律,并结合内燃机工作过程和轴承摩擦学原理对得出的影响规律进行了分析和解释。

结果表明:随着转速的增加,轴承总力先增加后减小,局部最大总压先减小后增大;随着轴力放大系数增加,轴承总力增加,局部最大总压先减小后增加;随着间隙增加,轴承总力和局部最大总压均增加。可见随着服役间隙的增加轴承受载情况恶化,此种情况可以依照以上规律合理调整运行参数如转速和载荷缓解。

参考文献 (References):

- [1] LORENZ N, OFFNER G, KNAUS O. Thermal analysis of hydrodynamic lubricated journal bearings in internal combustion engines [J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics**, 2017,231(3):406-419.
- [2] REN L, CUI J, SUN Y Q, et al. Multi-bearing remaining useful life collaborative prediction: a deep learning approach [J]. **Journal of Manufacturing Systems**, 2017,43(2):248-256.
- [3] AUFISCHER R, HAGER G, HAMDARD K, et al. Bearing technology combinations for low friction cranktrains [J]. **MTZ industrial**, 2016,6(3):56-63.
- [4] KHATIR T, BOUCHETARA M, DJAFRI M, et al. Influence of balancing of internal combustion engines on the operating conditions of hydrodynamic bearings [J]. **Journal of Mechanical Science and Technology**, 2017,31(10):4579-4588.
- [5] WONG V W, TUNG S C. Overview of automotive engine friction and reduction trends-effects of surface, material, and lubricant-additive technologies [J]. **Friction**, 2016,4(1):1-28.
- [6] REPKA M, DÖRR N, BRENNER J, et al. Lubricant-surface interactions of polymer-coated engine journal bearings [J]. **Tribology International**, 2017(109):519-528.
- [7] KHONSARI M M, BOOSER E R. **Applied tribology: bearing design and lubrication** [M]. New Jersey: John Wiley & Sons, 2017.
- [8] SANDER D E, ALLMAIER H, PRIEBSCHE H H, et al. Simulation of journal bearing friction in severe mixed lubrication-validation and effect of surface smoothing due to running-in [J]. **Tribology International**, 2016(96):173-183.
- [9] 邵康,刘昌文,毕凤荣,等. 内燃机主轴摩擦功率损失的影响因素 [J]. **振动、测试与诊断**, 2015(6):1019-1024.
- [10] JOHNSON K L, GREENWOOD J A, POON S Y. A simple theory of asperity contact in elastohydro-dynamic lubrication [J]. **Wear**, 1972,19(1):91-108.
- [11] BIN T X, DONG Z J. Marine four-stroke diesel engine crankshaft main bearing oil film lubrication characteristic analysis [J]. **Polish Maritime Research**, 2018,25(2):30-34.

[编辑:程浩]

本文引用格式:

杜祥宁,张艳艳,黄瑞,等. 运行参数对内燃机主轴承载荷影响规律仿真分析[J]. 机电工程,2019,36(8):809-813.

DU Xiang-ning, ZHANG Yan-yan, HUANG Rui, et al. Simulation analysis of influence law of operating parameters on dynamic load of main bearing of IC engine [J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2019,36(8):809-813.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>